

УДК 621.01; 622.245

ДО ПРОБЛЕМИ РОЗРОБЛЕННЯ САМОРЕГУЛЮВАЛЬНОГО ПРИВОДА БУРОВОГО ВЕРСТАТА

М.С.Воробйов, В.М.Воробйов

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, Карпатська, 15, тел. (03422) 42342

e-mail: public@nuing.edu.ua

Сопоставляются технические средства для автоматического согласования параметров роторного бурения. Анализируются аспекты ошибочных конструктивных решений самоадаптивного привода буровой установки на базе двухподвижных зубчатых дифференциалов и границ их применения. Приводятся примеры удачных конструкций соответствующих устройств.

Means for the automatic coordination of parameters rotary drillings are compared. Aspects of erroneous constructive decisions of a self-adaptive drive of chisel installation on the basis of two-mobile gear differentials and restrictions of their scope are analyzed. Examples of successful designs of devices are resulted.

У роботі [1] стверджується, що специфічним для роторного буріння є необхідність дискретної зміни параметрів режиму буріння (гідрравлічної потужності бурового розчину на долоті, осьового навантаження та частоти обертання). З них гідрравлічну потужність рекомендується підтримувати на максимумі, а осьове навантаження наближати до оптимального за методом послідовного наближення, змінюючи „невеликими щаблями”. Надалі його слід підтримувати постійним, доки не зміниться твердість породи. Недоліками такого методу узгодження параметрів буріння є можливість (особливо за невеликих глибин буріння) суттєвої перевитрати енергії, підвищення зношування деталей та додаткових витрат енергії гідрравлічним потоком. Останній також може активно розмивати стінки свердловини. Крім цього, ручне доведення до оптимуму осьового навантаження при зміні коефіцієнта буримості порід безпосередньо залежить від кваліфікації, фізичного стану й інтуїції бурильника.

Тому останнім часом здійснюються активні спроби створити додаткові штучні засоби для бурового верстата такого типу, які б автоматично узгоджували параметри буріння у разі зміни його умов.

Автомати та регулятори подачі долота із задавачами [2], певною мірою можуть звільняти бурильника від операцій підтримування наближеного до оптимуму значення осьової сили на долоті. Однак, навіть кращий з них — автомат СВМ [3], який функціонує за принципом імпульсної дії на гальма бурової лебідки, у випадку відхилення фактичного значення осьової сили від заданого не звільняє бурильника від деяких операцій з регулювання. Крім того, такий спосіб регулювання за фізичною природою не може забезпечити рівномірну подачу долота навіть за малих глибин буріння та має суттєві обмеження за температурою довкілля, яка впливає на поведінку повітря в пневмоциліндрі.

Запропоновані в 1986 році [3] для оптимізації процесів буріння електричні та електронні засоби промислової системи АКЕСР-2 адаптивного регулювання подачі долота, керування

компаунд-дизелями привода ротора, бурової лебідки та бурових насосів мають недоліки, характерні для всіх традиційних активних засобів автоматизації процесів у машинах. Це — недостатня надійність внаслідок великої кількості елементів їх технічних засобів, запізнення коригуючих дій у разі реагування на зміну природних умов буріння, додаткові витрати енергії на живлення елементів системи.

У 2006 році на рівні патенту для мобільної бурової установки ІБА15Н на базі автомобіля МАЗ-500 було запропоновано адаптивні двофункціональні коробки передач [4]. В них за аналогією з дворухомим механізмом диференціалу привода рушія транспортних засобів зроблено спробу узгодити подачу долота та його швидкість обертання від двигуна бурового верстата на принципі саморегулювання без охоплення бурових насосів. Запропоновано два структурні варіанти виконання адаптивного привода:

- 1) з одним входом і двома виходами;
- 2) з двома входами та одним виходом.

Схему привода за першим варіантом зображено на рис. 1. Від загального вала блоку двигунів 1 через карданну передачу 2 приводиться в рух водило H_1 першого ступеня диференціального механізму. Від цього водила потужність розподіляється по двох гілках кінематичного ланцюга: $z_2 - z_3 - z_6 - z_5$ та $z_2 - z_1 - z_4 - z_5$ і передається до водила H_2 другого ступеня диференціального механізму. Від вала водила H_2 рух передається на барабан бурової лебідки 3 за допомогою конічної зубчастої $z_{k1} - z_{k2}$ та ланцюгової 4 передач, а за допомогою конічної зубчастої $z_{k3} - z_{k4}$ до ротора 5, який обертає долото. На думку авторів, кут ва швидкість вихідного вала водила H_2 за заданою потужністю двигуна визначається за формулою

$$\omega_{H_2} = \frac{P_0}{M_{H_2}}. \quad (1)$$

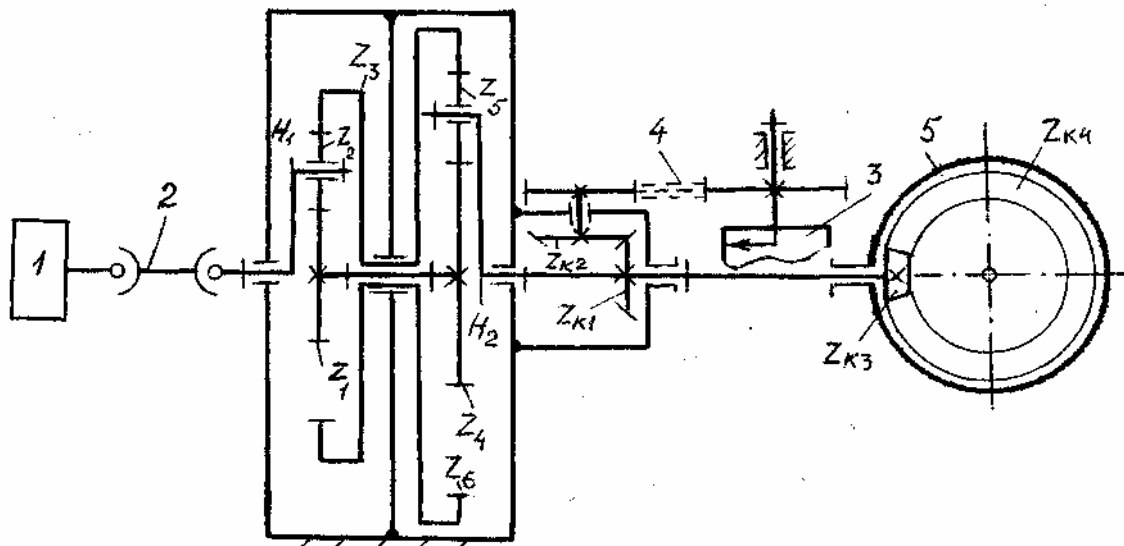


Рисунок 1 – Привод з одним входом

Ця швидкість за постійної потужності двигуна P_0 ніби самостійно адаптується (підлагоджується) до зміни моменту сил M_{H_2} , який залежить від змінних силових параметрів буріння: моменту сил на роторі M і осьового зусилля на долоті F . Але ці твердження викликають такі заперечення:

1 Відповідно до принципу найменшої дії [5] дійсний рух ланок будь-якої машини відрізняється від руху порівняння, які допускаються в'язями, тим, що інтеграл за часом, взятий від суми елементарної роботи W активних сил і варіації кінетичної енергії E , що відповідають переходу ланок із дійсної траєкторії на траєкторію порівняння, дорівнює нулю.

2 Адаптуюча в'язь забезпечує пристосування режиму роботи машини до зміни ходу робочого процесу лише за певних умов.

Розглянемо кожне з цих заперечень окремо.

Для аналізу першого заперечення порівня-

ємо величини $\int_{t_0}^t (E + W) dt$ для двох варіантів руху:

1) рухаються усі рухомі ланки бурового верстата;

2) рухаються тільки ланки $H_1, z_2, z_3, z_5, z_6, z_4, z_1$.

Вважаємо, що ланки передачі зрівноважені, пружність їх та дисипацію можна не враховувати.

Тоді кінетична енергія ланок у випадку першого віртуального варіанту руху визначиться рівнянням

$$E_1 = 0,5 [I_{H_1} \omega_{H_1}^2 + K_1 (I_2 \omega_2^2 + m_2 (r_1 + r_2)^2 \omega_{H_1}^2) + I_{36} \omega_3^2 + K_2 (I_5 \omega_5^2 + m_5 (r_4 + r_5)^2 \omega_{H_2}^2) + I_{H_2} \omega_{H_2}^2 + I_{14} \omega_{H_1}^2], \quad (2)$$

де

$$\omega_1 = [z_3 (z_6 + z_4) \omega_{H_2} - z_6 (z_1 + z_3) \omega_{H_1}] \times (z_3 z_4 - z_1 z_6)^{-1};$$

$$\omega_2 = [z_1 (z_4 + z_6) \omega_{H_2} - z_4 (z_1 + z_2) \omega_{H_1}] \times (z_1 z_6 - z_2 z_4)^{-1};$$

$$\omega_3 = [z_1 (z_4 + z_6) \omega_{H_2} - z_4 (z_1 + z_3) \omega_{H_1}] \times (z_1 z_6 - z_3 z_4)^{-1}$$

відповідні кутові швидкості;

K_1 і K_2 – число сателітів відповідно першого та другого ступенів редуктора;

I_i – момент інерції i -ої ланки;

m_1 та m_2 – маси сателітів відповідно першого та другого ступенів редуктора;

r_i – дільний радіус відповідного зубчастого колеса.

Момент інерції I_{H_2} складається з власного моменту інерції водила H_2 з конічним колесом z_{K2} та зведених до його осі моментів інерції бурильної колоні з долотом, барабана лебідки, блоків поліспаств, зірочок ланцюгової передачі та мас, які рухаються поступально.

Кінетична енергія ланок у випадку другого віртуального варіанту руху буде визначатися за формулою

$$E_2 = 0,5 [I_{H_1} \omega_{H_1}^2 + K_1 (I_2 \omega_2^2 + m_2 (r_1 + r_2)^2 \omega_{H_1}^2) + I_{34} \omega_3^2 + I_{14} \omega_1^2 + K_2 I_5 \omega_5^2]. \quad (3)$$

Порівняння $\int_{t_0}^{t_1} E_1 dt$ і $\int_{t_0}^{t_1} E_2 dt$ при $t_0=0$ та

$t_1 = \frac{2\pi}{\omega_{H_1}}$ свідчить, що перший інтеграл буде

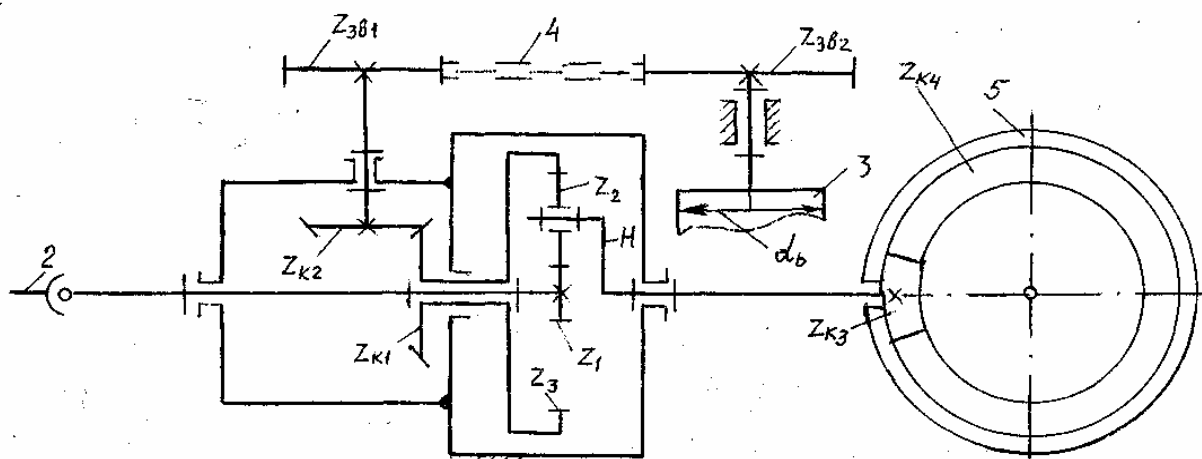


Рисунок 2 – Привод з двома входами

більшим за другий, оскільки ω_{H1} у другому випадку обмежується регулятором обертів валів двигунів, а кінетична енергія у цьому варіанті руху буде меншою на величину кінетичної енергії, яку для другого випадку руху додатково формують такі ланки, як бурильна колона з долотом, барабан бурової лебідки з поліспастною системою та вертлюгом, конічні колеса, ланки ланцюгової передачі та вихідне водило.

Робота сил за першого віртуального варіанту руху

$$W_1 = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} M_{H11} d\varphi_{H1} -$$

$$- \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \left(\frac{i_{H1H2}}{i_{H1H2}} \left(\frac{(F - G_H) r_b}{Z \cdot i_{\delta H2}} + \frac{M}{i_k} \right) d\varphi_{H2} \right), \quad (4)$$

у випадку другого варіанту руху –

$$W_2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} M_{H12} d\varphi_{H1}, \quad (5)$$

де: M_{H12} та M_{H11} – момент рушійних сил відповідно за першого та другого варіанту руху;

G_H – частина ваги ланок, які рухаються поступально та не беруть участі у формуванні осьового зусилля F ;

Z – кратність поліспасти;

r_b – радіус барабана бурової лебідки;

i_{H1H2} – передавальне відношення від вхідного водила до вихідного;

$i_{\delta H2}$ – передавальне відношення від барабана бурової лебідки до вихідного водила;

i_k – передавальне відношення конічної передачі кінематичної пари „вихідне водило-ротор”.

Робота сил за першого віртуального варіанту руху, навіть без врахування додаткових втрат енергії на тертя у більшій кількості кінетичних пар, повинна бути більшою порівняно з другим віртуальним варіантом руху принаймні на вказану вище різницю кінетичних енергій. Тоді буде виконуватись умова

$$\int (W_1 + E_1) dt > \int (W_2 + E_2) dt, \quad (6)$$

що свідчить про те, що дійсним буде другий варіант віртуального руху (без приведення в рух вала бурової лебідки та ротора).

За другого запропонованого конструктивного варіанту привода (рис.2) у вигляді одноступеневого диференціального зубчастого редуктора на вхідний вал з колесом z_1 коробки передач енергія подається від двигунів потужністю $P = M_1 \omega_1$, а від мас ланок, які рухаються поступально – на вхідний вал колеса z_3 передається потенціальна енергія $P_n = M_3 \omega_3 = (G - F) v_n$.

Усі інші передаточні механізми виконані аналогічно коробці передач за першим варіантом. Такий двовхідний привод живить вал ротора з'єднанням потоків енергії співвісно на вихідному водилі H . Однак передбачений вхід від поступального руху відповідних масивних ланок не може бути реалізований на постійній основі, оскільки під час проведення операції безпосереднього буріння повинна забезпечуватись дозована „гальмівна” подача долота. Тому за такого гальмівного режиму момент сил гальм бурової лебідки буде спрямований протилежно подачі долота з виконанням від'ємної роботи

$$W_2 = -(0,5gt - v_n) \cdot (G - F) \cdot t, \quad (7)$$

де v_n – постійна швидкість подачі.

Така конструкція була б працездатною лише в умовах буріння порід, які характеризуються постійністю коефіцієнта буримості та формуванням осьового зусилля не за рахунок частини ваги мас, що рухаються поступально. Наприклад, якщо формувати осьову силу за рахунок саморегульованого дроселювання тиску промивальної рідини за допомогою пристрою за а.с. №1493764 [9]. Крім цього, у випадку зміни буріння даної породи на породу з іншим

коефіцієнтом буримості привод за другим варіантом не зможе забезпечити адаптацію в допустимих межах через відсутність каналу задання відповідного нормативного режиму [7].

Для аналізу можливості забезпечення незмінності компонентів потужності на вході (швидкостей і сил) розглянемо рівняння руху такого варіанта привода на початку буріння для нестационарного режиму руху після встановлення чергової свічки труб. Для нього рівняння Лагранжа другого роду має вигляд

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \omega_1} - \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} = M_{n1};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \omega_H} - \frac{\partial E}{\partial \varphi_H} = M_{nH}, \quad (8)$$

де: $E = 0,5 [J_1 \omega_1^2 + K (J_2 \omega_2^2 + m_2 (r_1 + r_2)^2 \omega_H^2) + J_H \omega_H^2 + J_3 \omega_3^2]$ – кінетична енергія;

J_1 – момент інерції карданної передачі та колеса z_1 відносно осі, яка проходить через центр мас цих ланок перпендикулярно площині руху;

J_2 – момент інерції колеса z_2 відносно власної осі обертання;

J_3 – момент інерції колеса z_3 з внутрішніми зубцями, конічного колеса z_{k1} та зведених до осі їх обертання конічного колеса z_{k2} , ланок ланцюгової передачі, барабана бурової лебідки, талевої системи (без врахування залежності від часу зведеної маси троса) та мас ланок, які рухаються поступально;

J_H – момент інерції водила, конічного колеса z_{k3} та зведених до осі водила моменту інерції конічного колеса z_{k4} і бурильної колони з долотом;

m_2 – маса одного сателіта;

M_{n1} – узагальнений момент сил, знайдений з умови рівності його елементарної роботи на можливому переміщенні роботі усіх сил, які прикладені до ланок механізму, у випадку зупиненої ланки H :

$$M_{n1} = M_1 + \frac{(p(l_0 + v_n t) + (G_0 + nG_1 - m_p g l_{обм} - F)) \cdot r_b i_{b31}^{(H)}}{K}; \quad (9)$$

M_{nH} – узагальнений момент сил, знайдений з умови рівності його елементарної роботи на можливому переміщенні роботі усіх сил, які прикладені до ланок механізму, у випадку зупиненого колеса z_1 :

$$M_{nH} = M_H + \frac{(p(l_0 + v_n t) + (G_0 + nG_1 - m_p g l_{обм})) \cdot r_b i_{b31}^{(1)}}{K}; \quad (10)$$

$$i_{31}^{(H)} = \frac{z_1 + z_3}{z_3} - \text{передавальне відношення}$$

від колеса z_3 до колеса z_1 у випадку зупиненого водила H ;

$$i_{3H}^{(1)} = \frac{(v_n z_{362} z_{k2} + \omega_1 z_{361} z_{k1}) \cdot (z_3 - z_1)}{(v_n z_{361} z_{k2} - \omega_1 z_{361} z_{k1}) \cdot z_3} - \text{передавальне відношення від колеса } z_3 \text{ до водила } H \text{ у випадку зупиненого колеса } z_1;$$

$i_{63} = -\frac{z_{361} z_{k1}}{z_{362} z_{k2}}$ – передавальне відношення від вала барабана лебідки до колеса z_3 .

Після часткового диференціювання кінетичної енергії за ω_1 і ω_H та наступного диференціювання за часом з системи рівнянь (8) отримуємо рівняння руху даної системи:

$$J_{11} \frac{d\omega_1}{dt} + J_{1H} \frac{d\omega_H}{dt} = M_{n1};$$

$$J_{1H} \frac{d\omega_1}{dt} + J_{HH} \frac{d\omega_H}{dt} = M_{nH}, \quad (11)$$

де: J_{11}, J_{1H}, J_{HH} – відповідні інерційні коефіцієнти:

$$J_{11} = J_1 + K J_2 (i_{21}^{(H)})^2 + J_3 (i_{31}^{(H)})^2;$$

$$J_{1H} = K J_2 i_{21}^{(H)} i_{2H}^{(1)} + J_3 i_{31}^{(H)} i_{3H}^{(1)};$$

$$J_{HH} = K (J_2 (i_{2H}^{(1)})^2 + m_2 (r_1 + r_2)^2 + J_H + J_3 (i_{3H}^{(1)})^2);$$

$$i_{21}^{(H)} = -\frac{z_1}{z_2}; \quad i_{2H}^{(1)} = \frac{(i_{12}^{(H)} - 1)(\omega_1 - \omega_3 i_{13}^{(H)})}{i_{13}^{(H)}(\omega_1 - \omega_3)} - \text{відповідні передавальні відношення};$$

$\omega_3 = v_n \frac{K i_{63}}{r_6}$ – вхідна кутова швидкість диференціала.

З формул (11) видно, що момент сил опору на долоті безпосередньо впливає на осьову силу, і навпаки. Однак, адаптація в такій конструкції не може проявитися, оскільки відсутній „вільний” ступінь вільності, який би замикався через робочий процес взаємодії долота з гірською породою, а M_3 формується примусово з умови певної залежності подачі долота в функції часу.

Якщо прийняти, що $v_n = const$, $M_1 = const = C$, $\omega_1 = const$, тоді розв'язком системи рівнянь (11) буде

$$J_{1H} \omega_H = \left\{ C + p(l_0 + 0,5 v_n t) + \frac{(G_0 + nG_1 - m_p g l_{обм} - F) r_6 i_{63}}{K i_{31}^{(H)}} \right\} t;$$

$$J_{HH} \omega_H = \int M_H dt + \left\{ p(l_0 + 0,5 v_n t) + \frac{(G_0 + nG_1 - m_p g l_{обм} - F) r_6 i_{63}}{K i_{31}^{(H)}} \right\} t.$$

З цих виразів бачимо, що ω_H , знайдена з першого рівняння, не співпадає з ω_H , знайденою з другого рівняння, у якому M_H є невідомою функцією часу. Тому можна зробити такі висновки:

- такий варіант конструкції привода не може забезпечити постійність параметрів двигуна (M_1, ω_1) навіть за постійної подачі долота, не кажучи вже про її зміну;
- не можна досягнути постійності сумарної потужності двох входів, оскільки момент сил корисного опору на виході, який формує M_H , залежить від моменту сил [1]

$$M_{oc} = M_{nut}F + M_o = \frac{P_o z_{k1}}{\omega_H z_{k2}},$$

де: M_{nut} – питомий момент сил на одиницю приросту осьової сили F ;

M_o – крутний момент сил, які витрачаються на подолання тертя долота по поверхні свердловини та промивальній рідині (останній є постійним в межах подачі долота на довжину однієї свічки труб);

P_o – потужність на вибої.

Таким чином, обидва розглянуті приводи не зможуть певною мірою реалізувати принцип адаптації до зміни умов буріння та забезпечити при цьому незмінність параметрів потужності на входах, на що претендують автори.

Найбільш досконалим з відомих пристроїв щодо реалізації вказаного принципу є пристрій за патентом №58736А [8]. У ньому досягається зміна продуктивності бурових насосів і подачі долота залежно від біжучої зміни умов буріння. На відповідну зміну цих умов буровому верстату надається можливість прореагувати зміною кутової швидкості обертання долота ω_d . За рахунок задавання еталонної швидкості ω_e обертання долота по одному з каналів кінематичного ланцюга формується різниця $\omega_d - \omega_e$, яка напряму пов'язана зі швидкістю обертання барабана бурової лебідки. Якщо вона від'ємна, тоді долото буде витягатися із свердловини, що певною мірою запобігатиме аварійній ситуації. За протилежного співвідношення цих швидкостей бурова лебідка сформує таку швидкість подачі долота на вибій, яка в найбільшій мірою відповідатиме даним умовам буріння. У разі переходу на буріння порід з іншим коефіцієнтом буримості задавач швидкості відповідним чином змінить значення еталонної швидкості.

Література

- 1 Коцкулич Я.С., Кочкодан Я.М. Буріння нафтових і газових свердловин. – Коломия: Вік, 1999. – 498 с.
- 2 Бурение нефтяных и газовых скважин / Под ред. Н.И.Шацова. – М.: Госптехиздат, 1961. – 527 с.
- 3 Лобанов В.А., Мнацаканов А.В., Муратов Б.В. и др. Автоматизация технологических процессов бурения. – М.: Недра, 1986. – 72 с.
- 4 Кенжебайкызы Е.Г. Разработка адаптивной двухфункциональной коробки передач буровой установки // Автореф. дис... канд. техн. наук / ИММ. – Алматы, 2007. – 17 с.
- 5 Вариационные принципы механики / Под ред. Л.С.Полака. – М.: Физматгиз, 1959. – 932 с.
- 6 Дровников А.Н. Адаптивные структуры механизмов и машин. – Ростов-на-Дону: РУ, 1984. – 128 с.
- 7 Воробйова В.О., Воробйов М.С. Перспективи створення привода бурового верстата на принципі адаптації // Наук. вісник Національного Технічного ун-ту Нафти і Газу. – №2(3). – 2002. – С. 66-68.
- 8 Пат.58736А Україна, МПК 7E21B3/02. Адаптивний привод бурового верстата / М.С.Воробйов, Є.І.Крижанівський. – Опубл. 15.08.2003, Бюл. №8.
- 9 А.с. №1493764, МКИ E21B 17/00. Устройство для создания нагрузки на породоразрушающий инструмент / С.В.Ватаманюк, Н.С.Воробьев (СССР). – Опубл. 15.05.89, Бюл. №26.
- 10 Павловський М.А. Теоретична механіка. – Київ: Техніка, 2002. – 511 с.
- 11 Косс И.М. Структурно-кинематический, кинестатический анализ и разработка адаптивной зубчатой передачи: Автореф. дис.. канд. техн. наук / ИММ. – Алматы, 2006. – 25 с.